

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Návrh využití bioplynu z čistírny odpadních vod prostřednictvím kogeneračních jednotek

Proposal for the use of biogas from
wastewater by means of cogeneration units

Student: Bc. Martin Konderla
Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Konderla**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: **Návrh využití bioplynu z čistírny odpadních vod prostřednictvím kogeneračních jednotek**
Proposal for the Use of Biogas from Wastewater by Means of Cogeneration Units

Zásady pro vypracování:

Vypracujte návrh na využití bioplynu z čistírny odpadních vod s použitím kogeneračních jednotek.

Práce bude obsahovat:

1. Návrh a porovnání použití kogeneračních jednotek s pístovým spalovacím motorem a s mikroturbínou.
2. Konstrukční řešení obou variant.
3. Technicko – ekonomické zhodnocení řešení.

Seznam doporučené odborné literatury:

KRBK J., POLESNÝ B. *Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 80-85895-23-4.

KYSELA, L., TOMČALA, J. *Ekonomika v energetice*. Ostrava: VŠB-TUO, 2000. ISBN 80-7078-851-8.

KYSELA, L., MÍKA, J., KYSELOVÁ, S. *Teplárenství*. Učební text. Katedra energetiky VŠB-TUO, 2010. ON 074017 *Tepelný výpočet parních kotlů*.

DLOUHÝ T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Praha: ČVUT Praha, 2005. ISBN 978-80-01-03757-7.

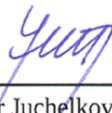
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Mistopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 13. 5. 2013

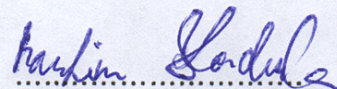
Martin Konderla

Bc. Martin Konderla

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomové práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было́ сје́днано, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- было́ сје́днано, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákonů o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledky její obhajoby.

V Ostravě: 13.5.2013



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Martin Konderla

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Mlýnská 37 Jablunkov 73991

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Míkovi, CSc. za odborné vedení mé práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KONDERLA, M. *Návrh využití bioplynu z čistírny odpadních vod prostřednictvím kogeneračních jednotek: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2013, 59 stran. Vedoucí práce: Míka, J.

Předložená diplomová práce se zabývá návrhem využití bioplynu z čistírny odpadních vod s použitím kogeneračních jednotek. V úvodní části je popis čistírny odpadních vod, jejího plynového hospodářství a je zde popsán proces vzniku bioplynu. Jsou zde uvedené stručné charakteristiky kogeneračních jednotek jak se spalovacím motorem tak s mikroturbínou. Poukazují zde na hlavní rozdíly mezi oběma variantami. Práce obsahuje výpočet mikroturbíny a výměníku spaliny-voda. V závěrečné části se věnují technicko-ekonomickému zhodnocení spalovacího motoru a mikroturbíny. Součástí diplomové práce je také konstrukční řešení obou variant.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

KONDERLA, M. *Proposal for the use of biogas from wastewater by means of cogeneration units: Diploma Thesis*. Ostrava : VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy, 2013, 59 p. Thesis head: Míka, J.

A subject matter of the diploma thesis is a proposal for the use of biogas generated from a waste-water treatment plant by way of cogeneration units. An introductory part of the work describes the waste-water treatment plant and its gas handling and also a process of the biogas generation. A brief description of characteristics of the cogeneration units with a combustion engine as well as with a microturbine is likewise stated there. The author points out the main differences between the two variations. The work comprises a calculation of a microturbine and a burnt gas-water exchanger. An estimation of the combustion engine and the microturbine from the technical and economic point of view is presented in a final part. A structural design of the both variations forms a part of the work.

OBSAH

Úvod.....	9
1. Čistírna odpadních vod.....	10
1.1. Anaerobní rozklad.....	11
1.2. Bioplyn	12
2. Plynové hospodářství ČOV Frýdek - Místek	13
3. Kogenerace.....	15
3.1. Pístové spalovací motory.....	18
3.2. Mikroturbíny	20
4. Výpočtová část.....	24
4.1. Stechiometrie	24
4.2. Výpočet spalovací turbíny	29
4.2.1. Výpočet vzduchového kompresoru	30
4.2.2. Výpočet plynového kompresoru	32
4.2.3. Výpočet spalovací turbíny	33
4.2.4. Výpočet soustrojí	35
4.2.5. Produkce tepla	37
4.3. Výpočet výměníku spaliny-voda	38
5. Technicko-ekonomické zhodnocení.....	47
5.1. Pístový spalovací motor.....	47
5.2. Mikroturbína	50
5.3. Porovnání.....	51
6. Závěr.....	56
7. Seznam použité literatury	57
8. Seznam příloh.....	59

Seznam použitých značek a symbolů

a	vnitřní práce	[kJ.m ⁻³]
c	součinitel uspořádání trubek	[-]
C	korekční součinitel	[-]
c _p	měrná tepelná kapacita	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
d	vnitřní průměr trubek	[m]
D	vnější průměr trubek	[m]
e	modul teplárenské výroby	[-]
i	entalpie	[kJ.kg ⁻¹]
k	součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
l	délka	[m]
m	hmotnost	[kg]
n	počet trubek	[-]
n	přebytek vzduchu	[-]
P	výkon	[W,kW]
Pr	Prandtlovo kritérium	[-]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
Q	průtok	[m ³ .s ⁻¹]
Qi	výhřevnost	[kJ.m ⁻³]
s	rozteč	[m]
S	plocha	[m ²]
T	teplota	[°C] [K]
V	objem (objemový průtok)	[m ³ .s ⁻¹]
w	rychlost	[m.s ⁻¹]
z	počet trubek v řadě	[-]
α	součinitel přestupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
ε	kompresní poměr	[-]
ζ	ztráta sdílením tepla do okolí	[-]
η	účinnost	[%]
λ	součinitel tepelné vodivosti	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
ν	kinematická viskozita	[m ² .s]
ν	vlhkost vzduchu	[-]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
σ	poměrný rozestup	[-]
Φ	parametr přestupu tepla	[-]
ω	koncentrace	[%]

Dolní indexy:

ag	agregát
g	generátor
ie	izoentropický
pl	bioplyn
plk	plynový kompresor
sp	spaliny
SK	skutečné
t	turbína
T	teoretické
vz	vzduch
vzk	vzduchový kompresor
vk	kotel
vo	topná voda

ÚVOD

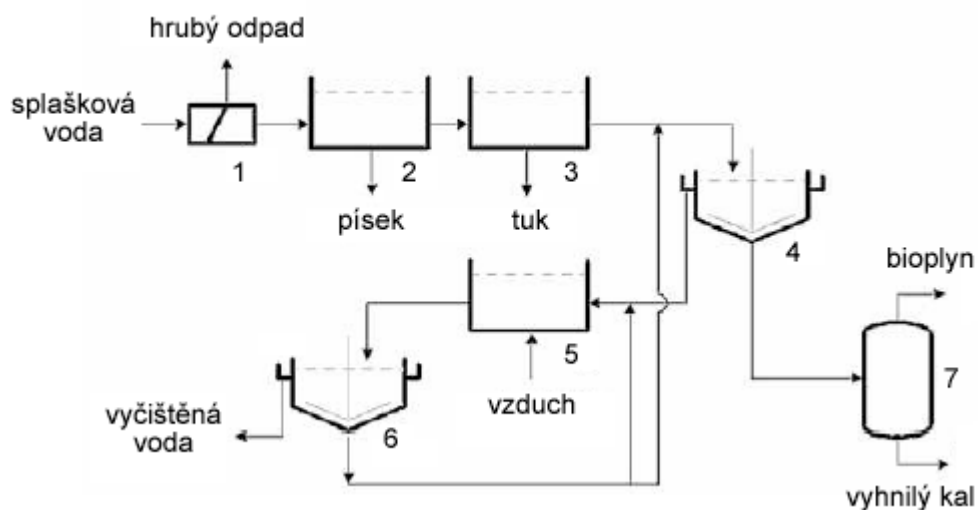
Tato diplomová práce se zabývá využitím bioplynu pomocí kogenerace z čistírny odpadních vod ve Frýdku-Místku. Tento způsob využití energetického zdroje je velmi efektivní s velice pozitivními přínosy pro ochranu životního prostředí. Kogenerační jednotky integrují společnou výrobu elektrické a tepelné energie. Ve srovnání s oddělenou, konvenční výrobou elektřiny a tepla, je kogenerace o 15 až 25 % účinnější. V současné době pro menší výkony převažují kogenerační jednotky se spalovacími motory a s mikroturbínami.

V této diplomové práci přibližuji proces vzniku a využití bioplynu z čistírny odpadních vod a přínos kogeneračních jednotek. Poukazuji zde na výhody a nevýhody jak plynových spalovacích motorů tak mikroturbín.

Návrh na využití bioplynu z čistírny odpadních vod ve Frýdku-Místku vychází z poskytnutých údajů o spotřebě bioplynu za minulý rok ve stávající kogenerační jednotce se spalovacím motorem. Ve výpočtové části počítám spalovací mikroturbínu a spalínový výměník. Porovnávám použití jak spalovacího motoru tak mikroturbíny z pohledu ekonomické náročnosti provozu a dobu návratnosti obou kogeneračních jednotek v provozu čistírny odpadních vod.

1. ČISTÍRNA ODPADNÍCH VOD

Splaškové odpadní vody obsahují kromě hrubých nečistot, také jemné kalové látky, rozpuštěné anorganické látky, organické látky a mikroorganismy. Při čištění těchto vod se uplatňují procesy mechanického i biologického čištění. Na obrázku 1.1 je celkové schéma čistírny odpadních splaškových vod.



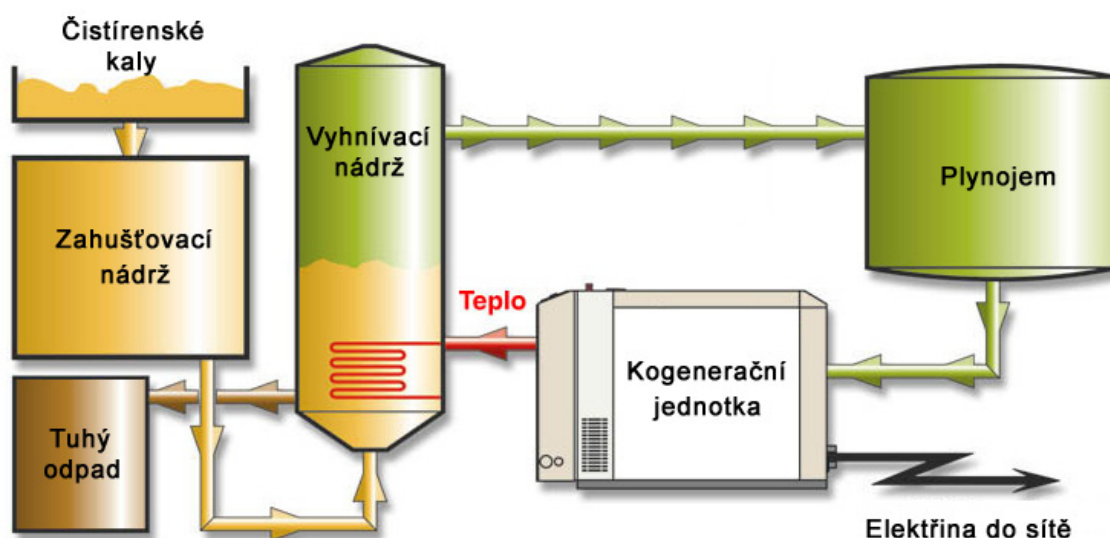
1 - česle, 2 - lapač písku, 3 - lapač tuků, 4 - usazovací nádrž,
5 - aktivací nádrž, 6 - dosazovací nádrž, 7 - vyhnívací nádrž

Obrázek 1.1 Schéma čistírny odpadních splaškových vod [7]

Na vstupu do čistírny z odpadních vod se nejdříve odstraní pomocí česlí plovoucí mechanické nečistoty. Zejména se jedná o větve, papír, zbytky plastů, hrubý odpad z ovoce a zeleniny apod. Česle je mřížoví, které je vloženo do proudu odpadní vody a které se v pravidelných intervalech čistí. Dalším stupněm čištění je lapač písku. Jedná se o gravitační komoru, ve které se usazuje písek a jemné minerální suspenze. Po tomto vyčištění zůstávají ve splaškových vodách jemné kalové látky a tuk. Tuk se odstraní v lapači tuků. Jedná se o průtočnou nádrž, ve které dojde k výraznému poklesu průtočné rychlosti odpadní vody. Tuk se shromažďuje na hladině, ze které se sbírá.

V usazovacích nádržích se oddělí jemné kalové látky od odpadní vody. Ze spodní části usazovacích nádrží se kal přečerpává do vyhnívacích nádrží, ve kterých probíhá anaerobní vyhnívání za vzniku metanu a oxidu uhličitého. Voda, která je zbavená většiny kalových látek se přivádí z vrchní části usazovací nádrže do aktivací nádrže. Do této nádrže se dmýchá vzduch a také přivádí aktivovaný kal jako zdroj aerobních bakterií. V této nádrži se biochemickými pochody přeměňují nežádoucí

organické nečistoty na neškodné anorganické látky a aktivovaný kal. V navazující dosazovací nádrži se z vody odstraní aktivovaný kal a vyčištěná voda se vypouští do vodoteče. Aktivovaný kal se částečně vrací do aktivační nádrže a zbytek se odstraní v usazovací nádrži a spolu s ostatním kalem se vede do vyhnívacích nádrží [7].



Obrázek 1.2 Schéma zpracování kalů a bioplynu z ČOV [10]

1.1. Anaerobní rozklad

V přírodě probíhá anaerobní rozklad organické hmoty samovolně např. na dnech rybníků bez přístupu kyslíku. Konečným produktem je metan, oxid uhličitý, sulfan a dusík. Proces anaerobního rozkladu probíhá ve čtyřech etapách, které na sebe navzájem navazují. Jedná se o hydrolýzu, acidogenezi, acetogenezi a methanogenezi. Na anaerobním rozkladu na čistírnách odpadních vod má vliv celá řada faktorů, z nichž nejdůležitější je teplota, pH, složení odpadních vod a vhodné míchání, které zabezpečí rovnoměrné rozdělení přiváděných živin do celého obsahu anaerobního reaktoru.

Vliv teploty: Ovlivňuje rychlost anaerobního rozkladu. V zásadě platí, že čím vyšší je teplota, tím větší je rychlost všech probíhajících procesů. Tvorba metanu probíhá v širokém rozmezí teplot (od 5°C do 95°C).

V praxi se doporučuje udržovat teplotu mezi 30 až 60 °C. Obecně můžeme říci, že čím je teplota vyšší, tím jsou bakterie citlivější na teplotní výkyvy, zejména jsou-li výkyvy krátkodobé a teplota klesne.

Vliv pH: Hodnota pH je závažný limitující faktor procesu, který je důležitý pro růst metanogenních bakterií. Optimální pH pro činnost metanových bakterií je mezi 6,5 až 7,5. Pod 6 a nad 8 je činnost mikroorganismů silně inhibována. Nejčastější příčinou výkyvu pH je pokles vlivem přetížení reaktoru, kdy produkce kyselin rychlejšími mikroorganismy je vyšší než jejich spotřeba a dochází k jejich akumulaci v systému.

Zvýšené koncentrace některých anorganických i organických látek mají škodlivý vliv na průběh anaerobního čištění. Z anorganických látek se jedná o soli těžkých kovů (např. Cu, Cr, Ni) a dusičnany. Z organických látek se jedná např. o fenoly, pesticidy, saponáty a rozpouštědla.

Hlavní nevýhody anaerobního čištění spočívají ve větší citlivosti anaerobních bakterií na změnu podmínek a přítomnost toxických látek, v nižší reakční rychlosti a tím i relativně dlouhé doby zdržení v reaktoru. V odtékající vodě z tohoto procesu je relativně vysoká koncentrace organických látek, která vyžaduje následné dočištění aerobním procesem [7][9].

1.2. Bioplyn

Bioplyn je směs plynů, z nichž hlavní složkou je metan CH_4 a oxid uhličitý CO_2 . Vzniká mikrobiálním rozkladem organické hmoty za nepřístupu vzduchu (tzv. anaerobní fermentací nebo digesí). Hlavní výhrevnou složkou bioplynu je metan.

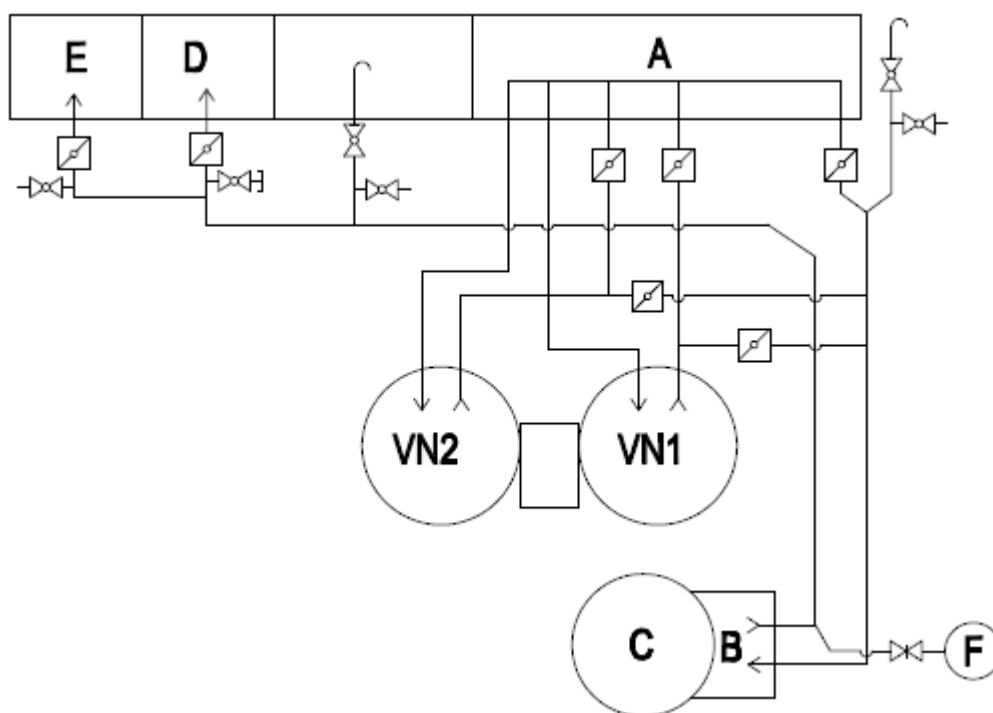
Obsah metanu v reaktorovém bioplynu je ve stabilizovaném provozu veličina stabilní a jeho kolísání o více než 2 % obj. již signalizuje měnící se fermentační podmínky.

Ve velké většině případů se obsahy metanu v reaktorovém bioplynu nalézají v rozmezí 60-65 % obj. Zbývající objem, s výhradou minoritních směsí, je tvořen pouze oxidem uhličitým. Bioplyn s obsahem metanu pod 52 % obj. by měl vždy zadávat příčinu k prověření procesu a tím k možnému včasnému odhalení technologického problému [8][6].

2. PLYNOVÉ HOSPODÁŘSTVÍ ČOV FRÝDEK - MÍSTEK

Bioplyn vzniká vyhníváním organických látek zachycených z odpadních vod v surovém kalu. Vyhnívání bez přístupu vzdušného kyslíku provádějí ve vyhnívací nádrži svou životní činností metanové bakterie. Vzniklý bioplyn je směsí cca 67 obj. % metanu a 33 obj. % oxidu uhličitého. Obsahuje rovněž vodní páry a malá množství vyšších uhlovodíků, dusíku a sirovodíku.

Bioplyn se využívá k výrobě tepla pro vlastní technologická zařízení, pro otop provozních místností, pro přípravu teplé užitkové vody a promíchávání vyhnívacích nádrží, k výrobě elektrické energie. Přebytečný bioplyn se spaluje v hořáku zbytkového plynu [4].



VN - vyhnívací nádrž, A - plynová kompresorovna, B - strojovna plynojemu, C - plynojem, D - kotelna, E - energetické využití bioplynu, F - hořák zbytkového plynu

Obrázek 2.1 Rozvod bioplynu ČOV Frýdek-Místek [4]

Vyhnívací nádrže

Zahuštěný surový kal se střídavě čerpá do jedné či druhé vyhnívací nádrže. Při odbourání organických látek metanovými bakteriemi vzniká bioplyn, který se odvádí z

jímače bioplynu na víku VN plynovým potrubím DN 200 nadzemním vedením do plynové kompresorovny. Z téhož plynového potrubí je bioplyn veden plynovým potrubím DN 200 do plynojemu.

Na každé vyhnívací nádrži je kapalinová pojistka, chránící VN pro případ nedovoleného zvýšení tlaku bioplynu, nebo v případě vzniku podtlaku v plynovém prostoru VN.

Na každou VN je rovněž přiveden výtlač od plynového kompresoru pro promíchávání VN bioplynem. Výtlačné potrubí má průměr DN 100. V nejvyšším místě se plynové potrubí větví. Vychází z něj na každé VN šest plynových potrubí DN 40, opatřených v horní části plynovými kohouty, kterými lze otevřít nebo zavřít přívod bioplynu k různým místům dna VN [4].

Plynojem se strojovnou plynojemu

Suchý plynojem slouží k akumulaci přebytků okamžitě nespotřebovaného bioplynu. Nádrž a plovoucí strop s teleskopem jsou provedeny z uhlíkové oceli tř. 11. Těsnící membrána je složena z nosné tkaniny oboustranně opatřené vrstvou PVC. Ve strojovně plynojemu je kapalinový uzávěr na plynovém potrubí do plynojemu a KU a bezpečnostní rychlouzávěr na plynovém potrubí z plynojemu. Čidlo metanu u stropu hlídá únik bioplynu, tedy nebezpečnou koncentraci metanu ve strojovně plynojemu [4].

Plynovody

Plynovody slouží k odvodu bioplynu z vyhnívacích nádrží přes plynovou kompresorovnu do plynojemu. Z plynojemu je bioplyn odváděn do kotelny. Z plynového potrubí je odbočka k hořáku zbytkového plynu a k energetickému využití bioplynu. Rozvody bioplynu v kotelně, v plynové kompresorovně, ve strojovně plynojemu nejsou pro účely tohoto provozního řádu považovány za plynovody, ale jsou součástí příslušných zařízení [4].

Kotelna

Kotelna zajišťuje výrobu tepla pro technologické účely a vyhřívání objektů ČOV. Zdrojem energie je bioplyn, který se může spalovat až ve dvou teplovodních kotlech typu VVP 600 I o výkonu 600 kW, vybavených automatickými plynovými hořáky APH

10 PKN. V provozu je jeden až dva kotle. Třetí kotel (na lehký topný olej) slouží pro vytápění při zahájení provozu vyhřívacích nádrží a pro případ nedostatku bioplynu [4].

Plynová kompresorovna

Plynová kompresorovna je vybavena dvěma plynovými kompresory typu ČKD 1 SK 200 s ovládacími a zajišťovacími armaturami a zařízeními. K promíchávání vyhřívacích nádrží slouží jeden plynový kompresor, druhý tvoří rezervu [4].

Energetické využití bioplynu

V budově energetického využití bioplynu je umístěna plynová kogenerační jednotka MOTORGAS TBG 235 která se skládá z plynového zdrojového soustrojí s motorem Waukesha F 18 GLD a synchronního alternátoru Leroy Somer LSA 47.1. Dále z tepelného modulu zahrnujícího tepelné výměníky, čerpadla, tlumič výfuku a z elektrického rozvaděče s řídicí a silovou částí. Slouží k výrobě elektrické energie a využívá se i odpadní teplo k ohřevu vody [4].

Hořák zbytkového plynu

Hořák zbytkového plynu v prostoru poblíž strojovny plynojemu se uvádí do provozu v případě nadbytku bioplynu, především v teplém ročním období [4].

3. KOGENERACE

Kogenerace je kombinovaná výroba elektřiny a tepla (také označována jako KVET, angl. CHP – Combined Heat and Power). Proces přeměny energie z paliva je proveden tak, že nejprve se využije vysoko potenciální tepelná energie (pracovní látka má vysokou teplotu) k vykonání práce a teprve potom se pracovní látka o nižší teplotě využije pro pokrytí potřeb tepla.

Důsledkem použití kogenerace je snížení spotřeby primárních energetických zdrojů při zachování spotřebitelem požadovaného tepla a elektrické energie. Spolu se snížením energetických zdrojů pak souvisí i snížení škodlivých emisí vznikajících při transformaci primárních energetických zdrojů [2].

Základní podmínkou pro uplatnění kogenerace je dostatečný odbyt tepla v ekonomické vzdálenosti od místa lokalizace zdroje. Vzniká-li teplo v místě své spotřeby, odpadnou náklady na rozvod energie i ztráty způsobené dálkovým rozvodem.

Na rozdíl od elektrické soustavy, která je schopna z kogenerace absorbovat celoročně prakticky libovolný elektrický výkon (samozřejmě po příslušných úpravách na straně vyvedení elektrického výkonu), tepelná soustava bude mít vždy lokální charakter. Ať se jedná o topný systém jednoho objektu nebo o rozsáhlý systém centralizovaného zásobování teplem, vždy bude schopna absorbovat pouze omezený tepelný výkon, a to navíc značně rozdílný v zimním a v letním období.

Právě velikost a charakter odbytu tepla jsou jedním z hlavních určujících faktorů pro volbu typu a výkonu příslušné technologie kogenerace. Dalšími faktory jsou dostupnost paliv v místě zdroje a požadované parametry dodávky tepla.

Dalším příkladem jsou průmyslové podniky, kde hlavním kritériem bude pokrytí vlastní spotřeby elektrické energie a tepla [18].

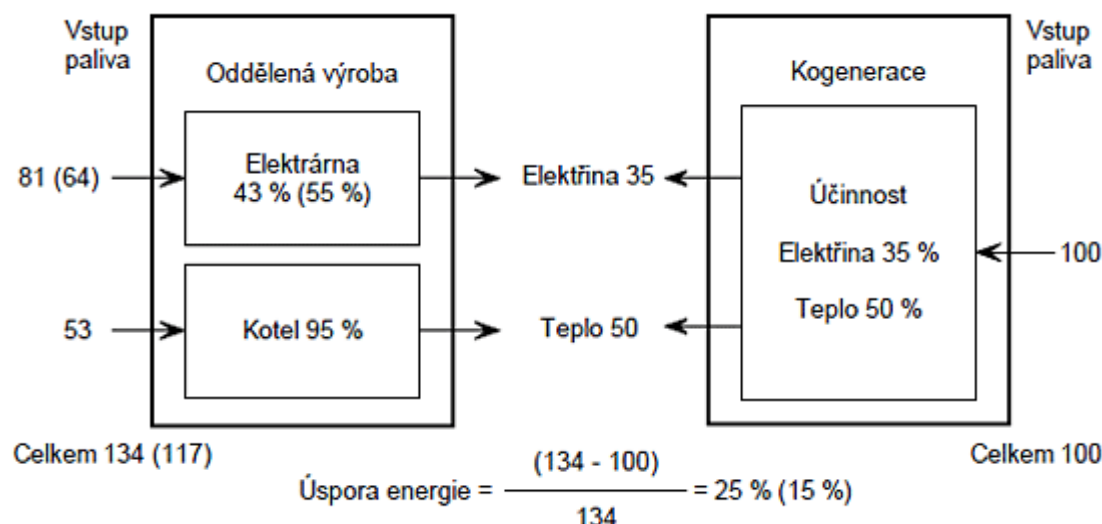
Spotřebu tepla zpravidla tvoří:

- Otop – potřeby závisí na venkovní teplotě a topném režimu daného objektu (např. noční útlumy topení v objektech občanské vybavenosti)
- Přípravu TUV – potřeby závisí na počtu osob a využití objektu (např. malá spotřeba pouze pro mytí rukou na úřadech a velká ve sportovních zařízeních se sprchami)
- Technologické teplo – potřeby závisí na charakteru technologie a směnnosti provozu (např. teplo pro sušení, ohřevy lázní, zpracování a konzervaci potravin, atd.) [18]

Ve srovnání s konvenční výrobou elektřiny a tepla má průměrná kogenerační jednotka účinnost 85 %, takže jen 15 % primární energie (paliva) je ztraceno. U moderní elektrárny s paroplynovým cyklem je účinnost 55 %, nebo 45 % energie jsou ztráty.

Na obrázku 3.1 je porovnávána společná výroba elektřiny a tepla (kogenerace) s oddělenou výrobou. Je zde vidět, že oddělená výroba elektřiny a tepla vyžaduje na vstupu více paliva (primární energie) než společná výroba. Pro kogenerační jednotku

se spalovacím motorem schéma předpokládá reálnou 35% elektrickou účinnost a 50 % tepelnou účinnost.



Obrázek 3.1 Oddělená výroba elektřiny a tepla ve srovnání s kogenerací [17]

Množství ušetřené energie (zlepšení účinnosti) závisí na rozdílných formách výroby elektřiny a tepla, se kterými děláme srovnání. U typické infrastruktury výroby elektřiny schéma předpokládá průměrnou energetickou účinnost 43 % a u kotle 95% účinnost. Ve srovnání s moderní elektrárnou s paroplynovým cyklem kde je energetická účinnost 55 %. Úspory energie jsou uvedené v závorkách. Jak je uvedeno na obrázku 3.1 vede použití kogenerace ke zvýšení účinnosti o 15 až 25 %.

V současné době jsou dvě hlavní technologie pohonů generátorů kogeneračních jednotek: plynové turbíny a spalovací motory. V blízké budoucnosti vypadají slibně palivové články, mikroturbíny a Stirlingovy motory [17].

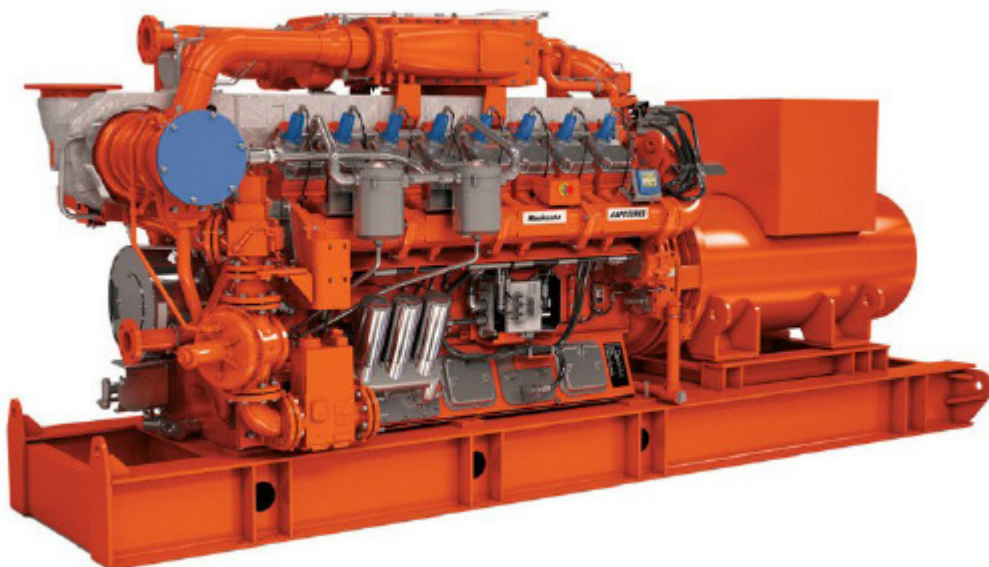
Základní podmínky úspěšné instalace kogenerační jednotky:

- plné využití vyrobeného tepla a to i v letních měsících
- vlastní spotřeba vyrobené elektrické energie nebo její dodávka do veřejné sítě
- zpracovaná ekonomická analýza, která bude vycházet ze zjištěných reálných způsobů vytápění daného objektu, spotřeby elektrické energie, investičních a provozních nákladů, návratnosti vložených finančních prostředků

- v případě prodeje elektrické energie (tepla) je nutné požádat Energetický regulační úřad o udělení licence na výrobu prodeje elektrické energie (tepla). Uzavřít smlouvu o odběru elektrické energie s distribuční společností.
- kogenerační jednotka musí splňovat emisní limity [16]

3.1. Pístové spalovací motory

Jedna z výhod klasických pístových spalovacích motorů je, že prošly již stoletým nepřetržitým vývojem a byly získány zkušenosti s provozem tohoto zařízení. Je zde běžná znalost provozu těchto zařízení mezi lidmi a v neposlední řadě i zažité způsoby instalace a zvyk projektantů na tuto techniku. Opravdu masová produkce těchto motorů a konkurence mezi výrobci, je i důvodem relativně nízké ceny těchto zařízení. Spalovací motory však mají i stonásobně větší počet pohyblivých dílů než turbíny. Důsledkem jsou vyšší požadavky na údržbu a častější odstavování z provozu. Mezi další nevýhody můžeme zahrnout pravidelnou kontrolu stavu olejů a jejich výměnu, vyšší hlučnost a také vyšší hmotnost při stejném výkonu než mají turbíny [11].

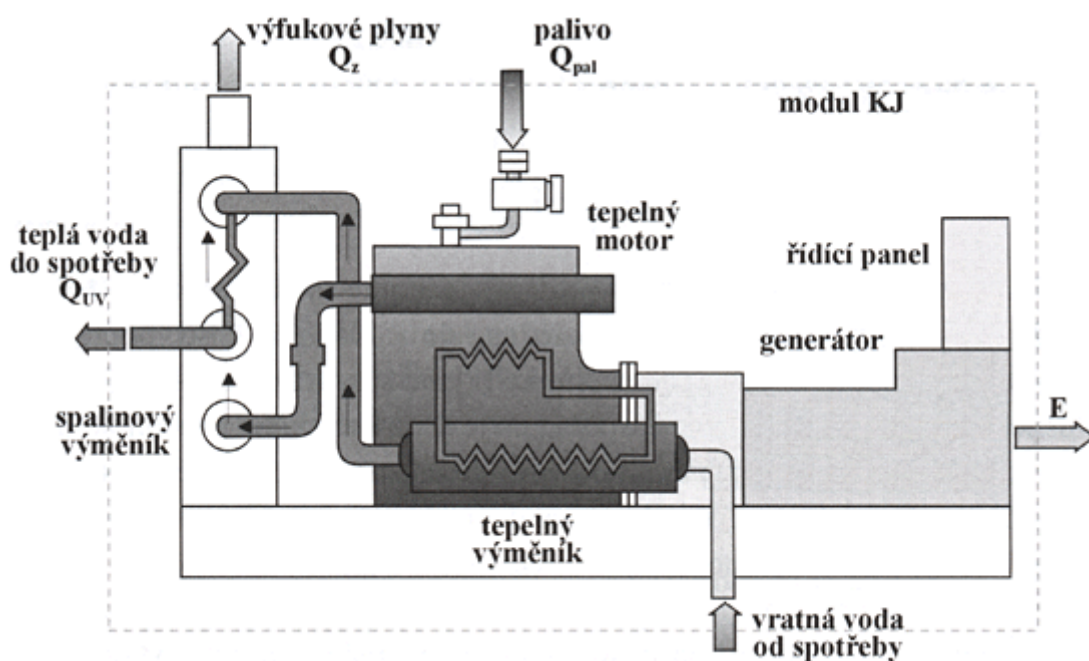


Obrázek 3.2 Spalovací motor GE Waukesha [14]

Na obrázku 3.2 je spalovací motor používaný v kogeneraci. Jedná se o pístové motory s vnitřním spalováním, odvozené od klasických mobilních spalovacích motorů (vozidlových, trakčních a lodních). U kogeneračních jednotek se používají zejména zážehové motory. K zapalování směsi paliva a vzduchu dochází elektrickou jiskrou.

Nové zážehové motory s výkonem nad 3 MW užívají předkomůrku, v níž má směs stechiometrické složení. Motory s předkomůrkou mají účinnost až 43%.

Úprava spalovacích motorů pro spalování zemního plynu nebo bioplynu se týká především palivového systému a spalovacího prostoru. V palivovém systému se připravuje směs plynu a vzduchu o požadovaném složení, která se ve válci zapaluje obvykle elektrickou jiskrou. Provozem spalovacích motorů vznikají nevyvážené síly, které se minimalizují speciálně navrženým pružným uložením. Problémem je také hluk, zejména nízkofrekvenční složky, které mají nepříjemný dopad na lidský sluch. Motory je proto nutné vybavit kvalitním izolačním opláštěním, zajišťující tichý provoz.



Obrázek 3.3 Modulové uspořádání spalovacího motoru [5]

Maximálního výkonu a účinnosti motory dosahují při spalování v oblasti mírného přebytku vzduchu. Přitom však produkují poměrně velké množství NOx. Při velkém přebytku vzduchu emise NOx se podstatně sníží. Zároveň ale dojde ke zvýšení obsahu CO a nespálených uhlovodíků ve spalínách [2].

Výhody:

- relativně nízké investiční náklady
- vyšší účinnost
- mohou pracovat s nižším tlakem plynu

Nevýhody:

- vyšší náklady na údržbu
- musí být zajištěno chlazení motoru
- vysoký hluk

3.2. Mikroturbíny

Mikroturbíny jsou plynové turbíny malého výkonu, které pracují při vysokých otáčkách až $100\,000\text{ min}^{-1}$. Mikroturbíny pracují stejně jako velké spalovací turbíny s Braytonovým oběhem (tepelný oběh, u kterého každá termodynamická změna probíhá samostatně - adiabatická komprese - rovnotlaké spalování paliva - adiabatická expanze). Rozdíl není jen ve velikosti elektrických a tepelných výkonů (mikroturbíny dosahují 250 kWe, spalovací turbíny až 250 MWe), ale především v konstrukci a možnosti nasazení v kogeneračních jednotkách.



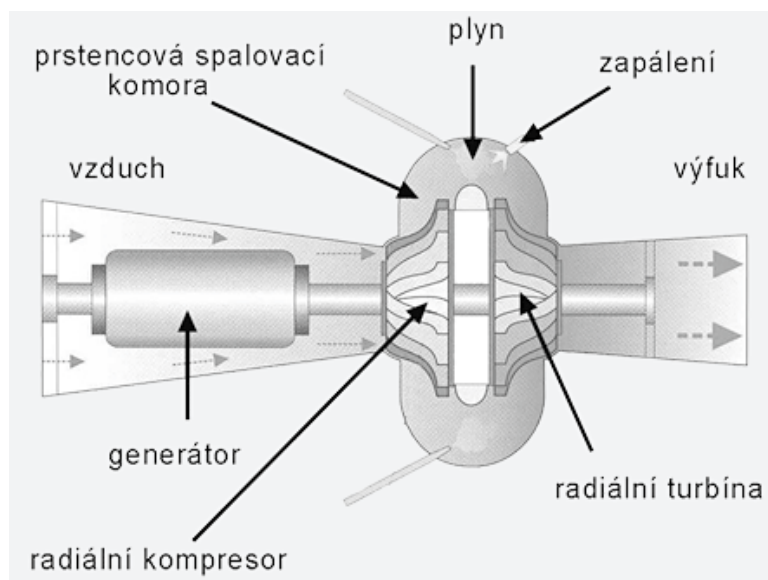
Obrázek 3.4 Mikroturbína Capstone C1000 [15]

Na obrázku 3.5 je soustrojí mikroturbíny, které na rozdíl od spalovacího motoru má jediný pohyblivý díl. Odpadá převodovka mezi hřídelí turbíny a elektrickým generátorem, protože rotory rychloběžných generátorů vydrží i vysoké otáčky (až 100 000 min⁻¹) oproti 20 000 min⁻¹ které snesou pomaloběžné generátory. Na jedné hřídeli je kompresor spalovacího vzduchu, vlastní mikroturbína a elektrický generátor. Bez převodovky a s malým generátorem je soustrojí značně menší a lehčí. Soustrojí má vzduchová ložiska, které vydrží až 120 000 min⁻¹, čímž odpadá mazání a olejové hospodářství. Tím se zvyšuje spolehlivost zařízení, ekologické hledisko a zjednodušuje se obsluha soustrojí.



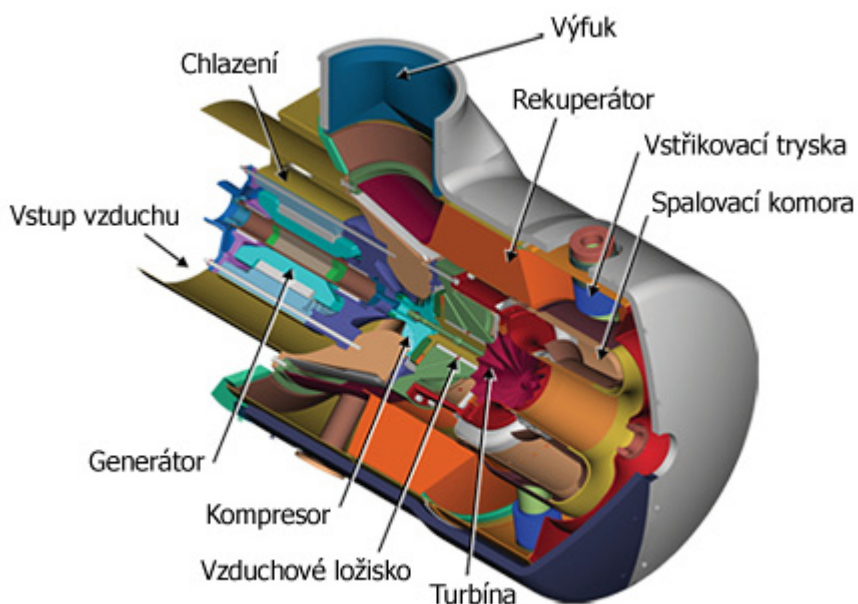
Obrázek 3.5 Společný rotor kompresoru a turbíny [15]

Na obrázku 3.6 je uveden princip spalovací mikroturbíny. Při uvedení do chodu se soustrojí nejprve roztočí startérem. Vzduchový kompresor po roztočení stlačuje vzduch do spalovací komory, kde je pod tlakem přiváděno i palivo. Protože turbína potřebuje ve své spalovací komoře tlak plynu kolem 4 až 5 bar, je před ní zařazen odstředivý kompresor plynu. Výbušná směs paliva a vzduchu je jednorázově elektricky zapálena. Hořením se zvyšuje objem a dochází k expanzi přes oběžné kolo turbíny. Po velmi krátkém čase je hoření stabilizováno. Expandující spaliny roztáčí oběžné kolo turbíny. Přidáváním paliva (plynu) se zvyšují otáčky a generátor vyrábí elektřinu. Elektronický řídicí systém přifázuje generátor k rozvodné síti. Celý proces probíhá zcela automaticky [12].



Obrázek 3.6 Princip mikroturbíny [12]

Součástí mikroturbíny je rekuperátor, který využívá teplo spalin k zlepšení účinnosti. Teplota odcházejících spalin je v rozsahu 220 - 280 °C. Výstupní spaliny lze použít pro ohřev užitkové vody, ohřev topné vody, absorpční chlazení, úpravu vzduchu nebo tepelné potřeby technologických procesů. Mikroturbíny spalují palivo s velmi nízkými emisemi. Obsah NO_x ve spalinách je hluboko pod emisními limity nařízenými pro nízko emisní spalovací zdroje. Takto nízkých hodnot NO_x ve spalinách je dosaženo spalováním s vysokým přebytkem vzduchu.



Obrázek 3.7 Spalovací mikroturbína [15]

Jmenovitá elektrická účinnost se pohybuje mezi 20 – 30 % (poslední modely už přesahují účinnost 30%), celková účinnost pak 65 – 80 %. Elektrické výkony jednotlivých mikroturbín se pohybují od 30 kWe do 250 kWe. Mikroturbíny lze mezi sebou vzájemně propojovat a vytvořit tak sestavu požadovaného výkonu.

Zařízení mikroturbíny je prakticky bezúdržbové: po cca 4000 provozních hodinách je třeba pouze vyčistit vzduchové filtry. Doba do generální opravy je minimálně 20 000 hodin. U řady realizovaných projektů vychází až na 40 000 hodin a někteří výrobci uvádí až 80 000 hodin. Mikroturbíny představují přímou konkurenci spalovacím motorům. Hlučnost, nároky na údržbu a opravy obou typů pohonů jsou nesrovnatelné. Hlukové spektrum mikroturbín obsahuje převážně vysoké kmitočty, které se snadněji odstraňují pomocí akustických podhledů, stropů a podobně [5] [13].

Výhody:

- vysoká provozní spolehlivost
- minimální údržba
- nízké emise
- méně hlučné, nevibrují
- menší rozměry

Nevýhody:

- vyšší cena
- při nižším tlaku plynu, je nutno zařadit kompresor

Hlavní výrobci mikroturbín:

- CAPSTONE (USA)
- TURBEC (Itálie)
- INGERSOLD-RAND (USA)
- ELLIOTT POWER SYSTEM (USA-Japonsko)

4. VÝPOČTOVÁ ČÁST

4.1. Stechiometrie

Zadané složení bioplynu z ČOV Frýdek-Místek	
CH ₄	67 %
CO ₂	31,7 %
N ₂	1,12 %
O ₂	0,23 %

Tab. 1 Zadané složení bioplynu

Teoretické množství suchého kyslíku

$$V_{O_2,T}^S = \Sigma \left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot C_x H_y + 0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + 3,8 \cdot C_n H_m - O_2 \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (1)$$

$$V_{O_2,T}^S = 2 \cdot CH_4 - O_2$$

$$V_{O_2,T}^S = 2 \cdot 0,67 - 0,0023$$

$$V_{O_2,T}^S = 1,338 \, m^3 \cdot m^{-3}$$

Teoretické množství suchého vzduchu

$$V_{VZ,T}^S = \frac{1}{0,21} \cdot v_{O_2,T}^S \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (2)$$

$$V_{VZ,T}^S = \frac{1}{0,21} \cdot 1,338$$

$$V_{VZ,T}^S = 6,37 \, m^3 \cdot m^{-3}$$

Skutečné množství suchého vzduchu

Přebytek vzduchu: $n = 5,22$ jsem dosadil z rovnice (25).

$$V_{VZ,SK}^S = V_{VZ,T}^S \cdot n \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (3)$$

$$V_{VZ,SK}^S = 6,37 \cdot 5,22$$

$$V_{VZ,SK}^S = 33,251 m^3 \cdot m^{-3}$$

Skutečné množství vlhkého vzduchu

vlhkost vzduchu: $v = 1,03$

$$V_{VZ,SK}^{VL} = V_{VZ,SK}^S \cdot v \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (4)$$

$$V_{VZ,SK}^{VL} = 33,251 \cdot 1,03$$

$$V_{VZ,SK}^{VL} = 34,249 m^3 \cdot m^{-3}$$

Teoretické množství CO₂ ve spalínách

$$V_{CO_2} = CO + CO_2 + \sum x \cdot C_x H_y \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (5)$$

$$V_{CO_2} = CO_2 + 1 \cdot CH_4$$

$$V_{CO_2} = 0,317 + 0,67$$

$$V_{CO_2} = 0,987 m^3 \cdot m^{-3}$$

Teoretické množství N₂ ve spalínách

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_{VZ,T}^S + N_2 \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (6)$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 6,37 + 0,0112$$

$$V_{N_2} = 5,044 m^3 \cdot m^{-3}$$

Teoretické množství suchých spalín

$$V_{SP,T}^S = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{SO_2} \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (7)$$

$$V_{SP,T}^S = 0,987 + 5,044$$

$$V_{SP,T}^S = 6,031 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

Teoretické množství H₂O ve spalinách

$$V_{H_2O,T} = \frac{y}{2} \cdot C_x H_y + H_2 + H_2S + (v - 1) \cdot V_{VZ,T}^S \quad [\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}] \quad (8)$$

$$V_{H_2O,T} = \frac{4}{2} \cdot 0,67 + (1,03 - 1) \cdot 6,37$$

$$V_{H_2O,T} = 1,531 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

Teoretické množství vlhkých spalin

$$V_{SP,T}^V = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{H_2S} + V_{H_2O,T} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}] \quad (9)$$

$$V_{SP,T}^V = 0,987 + 5,044 + 1,531$$

$$V_{SP,T}^V = 7,562 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

Skutečné množství suchých spalin

$$V_{SP,SK}^S = V_{SP,T}^S + (n - 1) \cdot V_{VZ,T}^S \quad [\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}] \quad (10)$$

$$V_{SP,SK}^S = 6,031 + (5,22 - 1) \cdot 6,37$$

$$V_{SP,SK}^S = 32,912 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

Skutečné množství N₂ ve spalinách

$$V_{N_2,SK} = 0,79 \cdot (n - 1) \cdot V_{VZ,T}^S + V_{N_2} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}] \quad (11)$$

$$V_{N_2,SK} = 0,79 \cdot (5,22 - 1) \cdot 6,37 + 5,044$$

$$V_{N_2,SK} = 26,28 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

Skutečné množství O₂ ve spalínách

$$V_{O_2,SK} = 0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{VZ,T}^S \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (12)$$

$$V_{O_2,SK} = 0,21 \cdot (5,22 - 1) \cdot 6,37$$

$$V_{O_2,SK} = 5,645 \, m^3 \cdot m^{-3}$$

Skutečné množství H₂O ve spalínách

$$V_{H_2O,SK} = V_{H_2O,T} + (n - 1) \cdot (v - 1) \cdot V_{VZ,T}^S \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (13)$$

$$V_{H_2O,SK} = 1,531 + (5,22 - 1) \cdot (1,03 - 1) \cdot 6,37$$

$$V_{H_2O,SK} = 2,337 \, m^3 \cdot m^{-3}$$

Skutečné množství vlhkých spalín

$$V_{SP,SK}^V = V_{SP,SK}^S + V_{H_2O,SK} \quad [m^3 \cdot m^{-3}] \quad (14)$$

$$V_{SP,SK}^V = 32,912 + 2,337$$

$$V_{SP,SK}^V = 35,25 \, m^3 \cdot m^{-3}$$

Koncentrace N₂ ve spalínách

$$\omega_{N_2} = \frac{V_{N_2,SK}}{V_{SP,SK}^V} \cdot 100 \quad [\%] \quad (15)$$

$$\omega_{N_2} = \frac{26,28}{35,25} \cdot 100$$

$$\omega_{N_2} = 74,55 \, \%$$

Koncentrace O₂ ve spalínách

$$\omega_{O_2} = \frac{V_{O_2,SK}}{V_{SP,SK}^V} \cdot 100 \quad [\%] \quad (16)$$

$$\omega_{\text{O}_2} = \frac{5,645}{35,25} \cdot 100$$

$$\omega_{\text{O}_2} = 16,02 \%$$

Koncentrace H₂O ve spalínách

$$\omega_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O,SK}}}{V_{\text{SP,SK}}^V} \cdot 100 \quad [\%] \quad (17)$$

$$\omega_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2,337}{35,25} \cdot 100$$

$$\omega_{\text{H}_2\text{O}} = 6,63 \%$$

Koncentrace CO₂ ve spalínách

$$\omega_{\text{CO}_2} = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{SP,SK}}^V} \cdot 100 \quad [\%] \quad (18)$$

$$\omega_{\text{CO}_2} = \frac{0,987}{35,25} \cdot 100$$

$$\omega_{\text{CO}_2} = 2,80 \%$$

N ₂	74,55 %
O ₂	16,02 %
H ₂ O	6,63 %
CO ₂	2,80 %
Σ	100 %

Tab. 2 Koncentrace jednotlivých složek ve spalínách

4.2. Výpočet spalovací turbíny

V bioplynu nejsou přítomny významné koncentrace H_2 ani H_2S proto výhřevnost bioplynu výpočtem podle koncentrace metanu.

$$Q_i = \frac{c_{CH_4}}{100} \cdot Q_{i,CH_4} \quad [kJ \cdot m^{-3}] \quad (19)$$

$$Q_i = \frac{67}{100} \cdot 35847$$

$$Q_i = 24017 \text{ kJ} \cdot m^{-3}$$

výhřevnost bioplynu	Q_i	24017 kJ/m ³
spotřeba bioplynu	V	0,0189 m ³ /s
tlak bioplynu za plynojemem	p_{pl}	2 kPa
teplota bioplynu na vstupu do kompresoru	t_{1pl}	30 °C
kompresní poměr plynového kompresoru	ε	5
izoentropická účinnost plynového kompresoru	η_{ieplk}	0,90
mechanická účinnost plynového kompresoru	η_{mplk}	0,95
účinnost elektromotoru plyn. kompresoru	η_{eplk}	0,90
tlak nasávaného vzduchu	p_{vz}	101,325 kPa
teplota vzduchu na vstupu do kompresoru	t_{1vz}	15 °C
kompresní poměr kompresoru	ε	4,5
izoentropická účinnost kompresoru	η_{ievzk}	0,8
účinnost spalovací komory	η_{sk}	0,95
teplota spalin za spalovací komorou	t_3	950 °C
izoentropická účinnost turbíny	η_{iet}	0,8
mechanická účinnost turboagregátu	η_{mg}	0,95
účinnost generátoru	η_g	0,96
účinnost rekuperátoru	η_{re}	0,75
teplota spalin na výstupu z výměníku	t_5	110 °C

Tab. 3 Zadané hodnoty pro výpočet spalovací turbíny

4.2.1. Výpočet vzduchového kompresoru

Adiabatická teplota vzduchu na konci komprese

adiabatický exponent: $\kappa = 1,4$

$$T_{2ievz} = \varepsilon^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} \cdot T_{1vz} \quad (20)$$

$$T_{2ievz} = 4,5^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)} \cdot 288,15$$

$$T_{2ievz} = 442,85 \text{ K} = 169,70 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ze známé izoentropické účinnosti kompresoru určíme skutečnou teplotu za kompresorem

$$T_{2vz} = \frac{T_{2ievz} - T_{1vz}}{\eta_{ievzk}} + T_{1vz} \quad [\text{K}] \quad (21)$$

$$T_{2vz} = \frac{442,85 - 288,15}{0,8} + 288,15$$

$$T_{2vz} = 481,53 \text{ K} = 208,38 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota vzduchu po předeřevu za rekuperátorem

$$T'_{2vz} = [(T_{4sp} - T_{2vz}) \cdot \eta_{re}] + T_{2vz} \quad [\text{K}] \quad (22)$$

$$T'_{2vz} = [(881,33 - 481,53) \cdot 0,75] + 481,53$$

$$T'_{2vz} = 781,38 \text{ K} = 508,23 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Entalpii v závislosti na teplotě určíme z regresní funkce $i = a \cdot t + b \cdot t^2$ [1].

Entalpii vzduchu v závislosti na teplotě

$$i_{vz} = 1,28957 \cdot t + 1,14632 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (23)$$

$$i_{1vz} = 1,28957 \cdot 15 + 1,14632 \cdot 10^{-4} \cdot 15^2 = 19,37 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{2vz} = 1,28957 \cdot 208,38 + 1,14632 \cdot 10^{-4} \cdot 208,38^2 = 273,70 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i'_{2vz} = 1,28957 \cdot 508,23 + 1,14632 \cdot 10^{-4} \cdot 508,23^2 = 685,01 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{3vz} = 1,28957 \cdot 950 + 1,14632 \cdot 10^{-4} \cdot 950^2 = 1328,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{4vz} = 1,28957 \cdot 608,18 + 1,14632 \cdot 10^{-4} \cdot 608,18^2 = 826,69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i'_{4vz} = 1,28957 \cdot 308,33 + 1,14632 \cdot 10^{-4} \cdot 308,33^2 = 408,51 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{5vz} = 1,28957 \cdot 110 + 1,14632 \cdot 10^{-4} \cdot 110^2 = 143,24 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Přebytek vzduchu

$$V_{SP,min}^V = V_{SP,T}^V = 6,031 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$$

$$V_{VZ,min}^S = V_{VZ,T}^S \cdot v = 6,37 \cdot 1,03 = 6,561 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3} \quad (24)$$

$$n = \frac{Q_i \cdot \eta_{sk} - V_{SP,min}^V \cdot i_{3sp} + V_{VZ,min} \cdot i_{3vz}}{V_{VZ,min} \cdot (i_{3vz} - i'_{2vz} \cdot \eta_{sk})} \quad (25)$$

$$n = \frac{24017 \cdot 0,95 - 6,031 \cdot 1376,58 + 6,561 \cdot 1328,55}{6,561 \cdot (1328,55 - 685,01 \cdot 0,95)}$$

$$n = 5,22$$

Vnitřní práce vzduchového kompresoru

$$a_{vzk} = n \cdot V_{VZ,min} \cdot (i_{2vz} - i_{1vz}) \quad [\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (26)$$

$$a_{vzk} = 5,22 \cdot 6,561 \cdot (273,70 - 19,37)$$

$$a_{vzk} = 8710,4 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

4.2.2. Výpočet plynového kompresoru

Adiabatická teplota bioplynu na konci komprese

$$T_{2iepl} = \varepsilon^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} \cdot T_{1pl} \quad [K] \quad (27)$$

$$T_{2iepl} = 5^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)} \cdot 303,15$$

$$T_{2iepl} = 480,13 \text{ K} = 206,98 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Skutečná teplota bioplynu na konci komprese

$$T_{2pl} = \frac{T_{2iepl} - T_{1pl}}{\eta_{ieplk}} + T_{1pl} \quad [K] \quad (28)$$

$$T_{2pl} = \frac{480,13 - 303,15}{0,90} + 303,15$$

$$T_{2pl} = 499,79 \text{ K} = 226,64 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Entalpii bioplynu v závislosti na teplotě určíme z regresní funkce $i = a \cdot t + b \cdot t^2$

Složení bioplynu: CH₄ 67 %, CO₂ 31,7 %, N₂ 1,12 %, O₂ 0,23 %

$$a = 1,55413 \cdot 0,67 + 1,73614 \cdot 0,317 + 1,28392 \cdot 0,0112 + 1,32107 \cdot 0,0023 = 1,60904$$

$$b = 0,00114 \cdot 0,67 + 4,13123 \cdot 10^{-4} \cdot 0,317 + 1,08509 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0112 + 1,4161 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0023$$

$$b = 8,963 \cdot 10^{-4}$$

$$i_{pl} = 1,60904 \cdot t + 8,963 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (29)$$

$$i_{1pl} = 1,60904 \cdot 30 + 8,963 \cdot 10^{-4} \cdot 30^2 = 49,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{2pl} = 1,60904 \cdot 226,64 + 8,963 \cdot 10^{-4} \cdot 226,64^2 = 410,71 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vnitřní práce plynového kompresoru

$$a_{\text{plk}} = \frac{i_{2\text{pl}} - i_{1\text{pl}}}{\eta_{\text{mplk}}} \quad [\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (30)$$

$$a_{\text{plk}} = \frac{410,71 - 49,08}{0,95}$$

$$a_{\text{plk}} = 380,66 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

4.2.3. Výpočet spalovací turbíny

Adiabatická teplota spalin na výstupu z turbíny

$$T_{4\text{iesp}} = \frac{T_{3\text{sp}}}{\varepsilon^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)}} \quad [\text{K}] \quad (31)$$

$$T_{4\text{iesp}} = \frac{1223,15}{4,5^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)}}$$

$$T_{4\text{iesp}} = 795,88 \text{ K} = 522,73 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Skutečná teplota spalin na výstupu z turbíny

$$T_{4\text{sp}} = T_{3\text{sp}} - \eta_{\text{iet}} \cdot (T_{3\text{sp}} - T_{4\text{iesp}}) \quad [\text{K}] \quad (32)$$

$$T_{4\text{sp}} = 1223,15 - 0,80 \cdot (1223,15 - 795,88)$$

$$T_{4\text{sp}} = 881,33 \text{ K} = 608,18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota spalin za rekuperátorem

$$T'_{4\text{sp}} = T_{4\text{sp}} - \eta_{\text{re}} \cdot (T_{4\text{sp}} - T_{2\text{vz}}) \quad [\text{K}] \quad (33)$$

$$T'_{4\text{sp}} = 881,33 - 0,75 \cdot (881,33 - 481,53)$$

$$T'_{4\text{sp}} = 581,48 \text{ K} = 308,33 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Entalpii spalin v závislosti na teplotě určíme z regresní funkce $i = a \cdot t + b \cdot t^2$

Složení spalin: N₂ 73,92 %, O₂ 14,73 %, H₂O 7,72 %, CO₂ 3,63 %

$$a = 1,28392 \cdot 0,7392 + 1,32107 \cdot 0,1473 + 1,47301 \cdot 0,0772 + 1,73614 \cdot 0,0363$$

$$a = 1,3204$$

$$b = 1,08509 \cdot 10^{-4} \cdot 0,7392 + 1,41614 \cdot 10^{-4} \cdot 0,1473 + 2,50404 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0772 + 4,13123 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0363 = 1,354 \cdot 10^{-4}$$

$$i_{sp} = 1,3204 \cdot t + 1,354 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (34)$$

$$i_{3sp} = 1,3204 \cdot 950 + 1,354 \cdot 10^{-4} \cdot 950^2 = 1376,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{4sp} = 1,3204 \cdot 608,18 + 1,354 \cdot 10^{-4} \cdot 608,18^2 = 853,12 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i'_{4sp} = 1,3204 \cdot 308,33 + 1,354 \cdot 10^{-4} \cdot 308,33^2 = 419,99 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

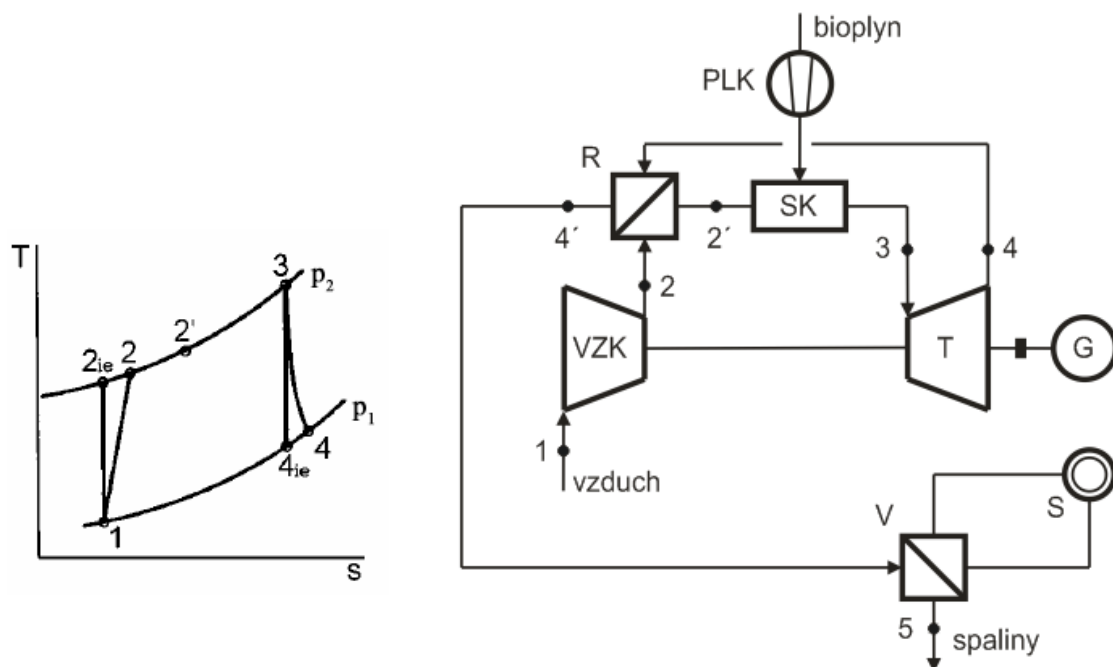
$$i_{5sp} = 1,3204 \cdot 110 + 1,354 \cdot 10^{-4} \cdot 110^2 = 146,88 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vnitřní práce turbíny

$$a_t = V_{SP,T}^V \cdot (i_{3sp} - i_{4sp}) + [(n-1) \cdot V_{VZ,T}^S \cdot (i_{3vz} - i_{4vz})] \quad [\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (35)$$

$$a_t = 6,031 \cdot (1376,58 - 853,12) + [(5,22 - 1) \cdot 6,37 \cdot (1328,55 - 826,69)]$$

$$a_t = 16647,69 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$



VZK - vzduchový kompresor, R - rekuperátor spaliny-vzduch, PLK - plynový kompresor, SK - spal. komora, T - turbína, V - výměník spaliny-voda, S - spotřebitel

Obrázek 4.1 Schéma tepelného oběhu turbíny s rekuperátorem

	1	2	2'	3	4	4'	5
$t_{vz} [^{\circ}\text{C}]$	15	208,38	508,23	950	608,18	308,33	110
$i_{vz} [\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}]$	19,37	273,70	685,01	1328,55	826,69	408,51	143,24
$t_{sp} [^{\circ}\text{C}]$				950	608,18	308,33	110
$i_{sp} [\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}]$				1376,58	853,12	419,99	146,88

Tab. 4 Entalpie vzduchu a spalin

4.2.4. Výpočet soustrojí

Vnitřní práce agregátu

$$a_{ag} = a_t - a_{vzk} \quad [\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (36)$$

$$a_{ag} = 16647,69 - 8710,4$$

$$a_{ag} = 7937,29 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

Vnitřní práce generátoru

$$a_g = a_{ag} \cdot \eta_{mg} \cdot \eta_g \quad [\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (37)$$

$$a_g = 7937,29 \cdot 0,95 \cdot 0,96$$

$$a_g = 7238,8 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

Účinnost výroby elektrické energie

$$\eta_{el} = \frac{a_g}{Q_i} \cdot 100 \quad [\%] \quad (38)$$

$$\eta_{el} = \frac{7238,8}{24017} \cdot 100$$

$$\eta_{el} = 30,14 \%$$

Pro výpočet mikroturbíny dosadím reálnou průměrnou spotřebu bioplynu za rok 2012 spalovacího motoru Waukesha $0,0189 \text{ m}^3/\text{s}$.

Elektrický výkon

$$P_{el} = \dot{V}_{pl} \cdot Q_i \cdot \eta_{el} \quad [\text{kW}] \quad (39)$$

$$P_{el} = 0,0189 \cdot 24017 \cdot 0,3014$$

$$P_{el} = 136,81 \text{ kW}$$

Výkon plynového kompresoru

$$P_{epk} = a_{pk} \cdot \dot{V}_{pl} \quad [\text{kW}] \quad (40)$$

$$P_{epk} = 380,66 \cdot 0,0189$$

$$P_{epk} = 7,19 \text{ kW}$$

Příkon plynového kompresoru

$$P_{\text{plk}} = \frac{P_{\text{eplk}}}{\eta_{\text{eplk}}} \quad [\text{kW}] \quad (41)$$

$$P_{\text{plk}} = \frac{7,19}{0,90}$$

$$P_{\text{plk}} = 7,99 \text{ kW}$$

Elektrický výkon do sítě

$$P_{\text{sítě}} = P_{\text{el}} - P_{\text{plk}} \quad [\text{kW}] \quad (42)$$

$$P_{\text{sítě}} = 136,18 - 7,99$$

$$P_{\text{sítě}} = 128,19 \text{ kW}$$

4.2.5. Produkce tepla

Tepelný příkon kotle

ztráta sdílením tepla do okolí: $\zeta_k = 1,1\%$

$$P_{\text{Pk}} = V_{\text{pl}} \cdot [V_{\text{SP,T}}^{\text{V}} \cdot i'_{4\text{sp}} + V_{\text{VZ,T}}^{\text{S}} \cdot i'_{4\text{vz}} \cdot (n-1)] \quad [\text{kW}] \quad (43)$$

$$P_{\text{Pk}} = 0,0189 \cdot [6,031 \cdot 419,99 + 6,561 \cdot 408,51 \cdot (5,22 - 1)]$$

$$P_{\text{Pk}} = 261,64 \text{ kW}$$

Tepelný výkon kotle

ztráta kotle sdílením tepla do okolí: $\zeta_k = 1,1\%$

$$P_{\text{Vk}} = V_{\text{pl}} \cdot [V_{\text{SP,T}}^{\text{V}} \cdot (i'_{4\text{sp}} - i_{5\text{sp}}) + (n-1) \cdot V_{\text{VZ,T}}^{\text{S}} \cdot (i'_{4\text{vz}} - i_{5\text{vz}})] \cdot \left(\frac{100 - \xi_k}{100} \right) \quad [\text{kW}] \quad (44)$$

$$P_{\text{Vk}} = 0,0189 \cdot [6,031 \cdot (419,99 - 146,88) + (5,22 - 1) \cdot 6,561 \cdot (408,51 - 143,24)] \cdot \left(\frac{100 - 1,1}{100} \right)$$

$$P_{\text{Vk}} = 168,08 \text{ kW}$$

Účinnost výroby tepla kotle

$$\eta_t = \frac{P_{vk}}{P_{pk}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (45)$$

$$\eta_t = \frac{168,08}{261,64} \cdot 100$$

$$\eta_t = 64,24 \%$$

Celková účinnost mikroturbíny (kombinované výroby elektrické energie a tepla)

$$\eta_c = \frac{P_{vk} + P_{sit'}}{V_{pl} \cdot Q_i} \cdot 100 \quad [\%] \quad (46)$$

$$\eta_c = \frac{168,08 + 128,19}{0,0189 \cdot 24017} \cdot 100$$

$$\eta_c = 65,27 \%$$

Modul teplotní výroby

$$e = \frac{P_{sit'}}{P_{vk}} \quad (47)$$

$$e = \frac{128,19}{168,08}$$

$$e = 0,76$$

4.3. Výpočet výměníku spaliny-voda

Tepelný příkon ve spalínách

$$P_P = \dot{V}_{pl} \cdot (V_{SP,min}^V + (n-1) \cdot V_{VZ,min}^V) \cdot i'_{4sp} \quad [kW] \quad (48)$$

$$P_P = 0,0189 \cdot (6,031 + (5,22 - 1) \cdot 6,561) \cdot 419,99$$

$$P_P = 267,65 \text{ kW}$$

Celkové množství spalin

$$V_{sp} = \dot{V}_{pl} \cdot (V_{SP,min}^V + (n-1) \cdot V_{VZ,min}^V) \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (49)$$

$$V_{sp} = 0,0189 \cdot (6,031 + (5,22 - 1) \cdot 6,561)$$

$$V_{sp} = 0,637 \, m^3 \cdot s^{-1}$$

Tepelný výkon spalin

$$P_V = \dot{V}_{pl} \cdot (V_{SP,min}^V + (n-1) \cdot V_{VZ,min}^V) \cdot i_{5sp} \quad [kW] \quad (50)$$

$$P_V = 0,0189 \cdot (6,031 + (5,22 - 1) \cdot 6,561) \cdot 146,88$$

$$P_V = 93,60 \, kW$$

Ztráta

$$P_{ZS} = P_P \cdot \xi_{ZS} \quad (51)$$

$$P_{ZS} = 267,65 \cdot 0,011$$

$$P_{ZS} = 2,94$$

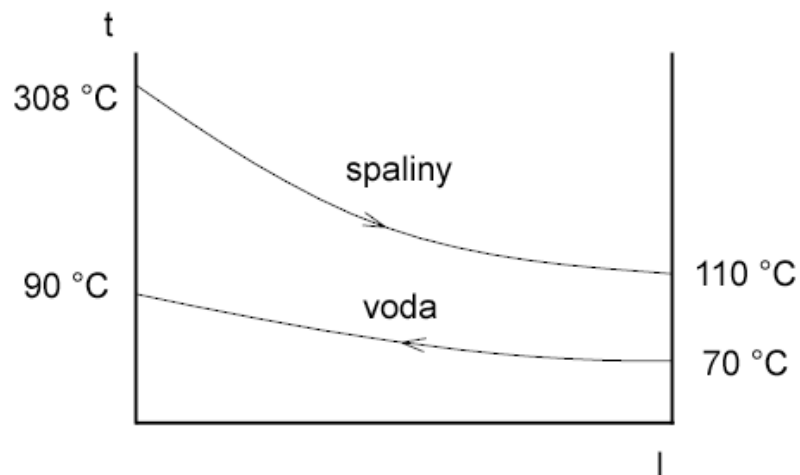
Tepelný výkon výměníku

$$P_T = P_P - P_V - P_{ZS} \quad [kW] \quad (52)$$

$$P_T = 267,65 - 93,60 - 2,94$$

$$P_T = 171,11 \, kW$$

VODA



Obrázek 4.2 Protiproudý výměník spaliny-voda

Rozdíl teplot na levé straně

$$\Delta t' = t_{1\text{sp}} - t_{2\text{H}_2\text{O}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (53)$$

$$\Delta t' = 308,33 - 90$$

$$\Delta t' = 218,33\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Rozdíl teplot na pravé straně

$$\Delta t'' = t_{2\text{sp}} - t_{1\text{H}_2\text{O}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (54)$$

$$\Delta t'' = 110 - 70$$

$$\Delta t'' = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Střední logaritmický rozdíl teplot pro protiproud

$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (55)$$

$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{218,33 - 40}{\ln \frac{218,33}{40}}$$

$$\Delta t_{\text{stř}} = 105,08\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Střední teplota vody

$$t_s = \frac{t_{1H_2O} + t_{2H_2O}}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (56)$$

$$t_s = \frac{70 + 90}{2}$$

$$t_s = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Hodnoty pro střední teplotu vody 80 °C odečtu z tabulek [3] :

$\rho_{H_2O} = 971,82 \text{ kg.m}^{-3}$	hustota vody
$c_{pH_2O} = 4,195 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita vody
$\nu_{H_2O} = 3,654.10^{-7} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$	kinematická viskozita
$\lambda_{H_2O} = 67,4.10^{-2} \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	tepelná vodivost vody
$Pr_{H_2O} = 2,21$	Prandtlovo číslo
$w_{H_2O} = 1,2 \text{ m.s}^{-1}$	volím rychlost vody

Množství vody ve výměníku

$$P_T = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{pH_2O} \cdot \Delta t_{H_2O} \quad [\text{kW}] \quad (57)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{P_T}{c_{pH_2O} \cdot \Delta t_{H_2O}}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{171,11}{4,195(90 - 70)}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 2,04 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Průtok vody

$$Q = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (58)$$

$$Q = \frac{2,04}{971,82}$$

$$Q = 0,0021 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 2,11 \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla konvekci pro podélné obtékání ploch

Dle ČSN 42 5715 volím bezešvé ocelové trubky:

$D = 26,9 \text{ mm}$ vnější průměr trubky

$d = 21,7 \text{ mm}$ vnitřní průměr trubky

$l = 2 \text{ m}$ volím délku trubek

C_t, C_l, C_m korekční koeficienty = 1

$$\alpha_{k1} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\text{H}_2\text{O}}}{d} \cdot \left(\frac{w_{\text{H}_2\text{O}} \cdot d}{\nu_{\text{H}_2\text{O}}} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{H}_2\text{O}}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (59)$$

$$\alpha_{k1} = 0,023 \cdot \frac{67,4 \cdot 10^{-2}}{0,0217} \cdot \left(\frac{1,2 \cdot 0,0217}{3,654 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 2,21^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{k1} = 7481,40 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

SPALINY

Střední teplota spalin

$$t_s = \frac{t_{1sp} + t_{2sp}}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (60)$$

$$t_s = \frac{308,33 + 110}{2}$$

$$t_s = 209,165 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Hodnoty pro střední teplotu spalin $209,165 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ odečtu z tabulek [1]:

$\nu_{sp} = 31,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ kinematická viskozita

$\lambda_{sp} = 4,01 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ tepelná vodivost spalin

$\text{Pr}_{sp} = 0,67$ Prandtlovo číslo

$w_{sp} = 12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ volím rychlost spalin

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \quad (61)$$

$$Re = \frac{12 \cdot 0,0269}{31,6 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 10215.19$$

Příčná vzdálenost os trubek

$\sigma_1 = 3$ - zvolená poměrná příčná rozteč trubek

$$s_1 = \sigma_1 \cdot D \quad [m] \quad (62)$$

$$s_1 = 3 \cdot 0,0269$$

$$s_1 = 0,1076 \text{ m}$$

Korekční součinitel C_z pro $z < 10$ a $\sigma_1 \geq 3$

$z = 8$ počet trubek v řadě

$$C_z = 4 \cdot z^{0,02} - 3,2 \quad (63)$$

$$C_z = 4 \cdot 8^{0,02} - 3,2$$

$$C_z = 0,969$$

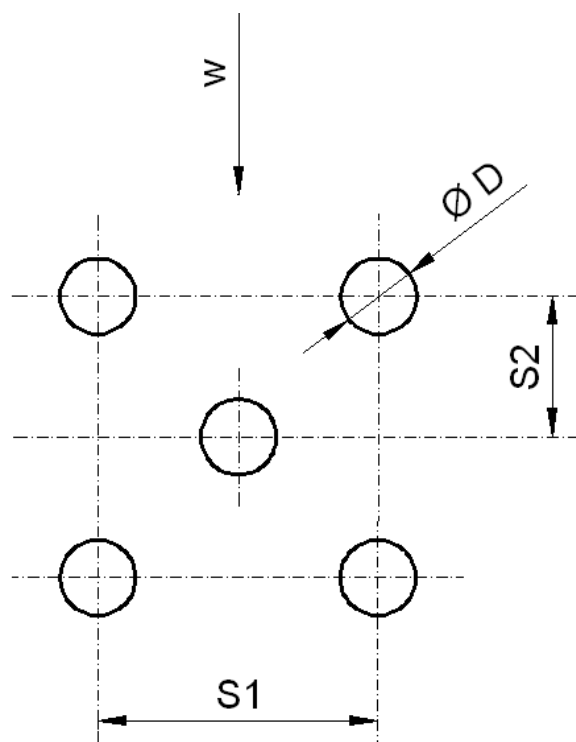
Podélná vzdálenost os trubek

$\sigma_2 = 2$ - zvolená poměrná podélná rozteč trubek

$$s_2 = \sigma_2 \cdot D \quad [m] \quad (64)$$

$$s_2 = 2 \cdot 0,0269$$

$$s_2 = 0,0538 \text{ m}$$



Obrázek 4.3 Rozmístění trubek

Korekční součinitel C_s pro $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} \quad (65)$$

$$C_s = 0,34 \cdot 1,33^{0,1}$$

$$C_s = 0,35$$

Poměrná úhlopříčná rozteč

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (66)$$

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot 3^2 + 2^2}$$

$$\sigma'_2 = 2,5$$

Parametr φ

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} \quad (67)$$

$$\varphi_{\sigma} = \frac{3-1}{2,5-1}$$

$$\varphi_{\sigma} = 1,33$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné obtékání trubek

$$\alpha_{k2} = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{v_{sp}} \right)^{0,6} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (68)$$

$$\alpha_{k2} = 0,969 \cdot 0,35 \cdot \frac{4,01 \cdot 10^{-2}}{0,0269} \cdot \left(\frac{12 \cdot 0,0269}{31,6 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,67^{0,33}$$

$$\alpha_{k2} = 112,70 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{k1} \cdot d} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_{k2} \cdot D}} \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (69)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{7481,4 \cdot 0,0217} + \frac{1}{2 \cdot 50} \cdot \ln \frac{0,0269}{0,0217} + \frac{1}{112,70 \cdot 0,0269}}$$

$$k = 9,29 \, W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$$

Celková délka trubky

$$L = \frac{P_T}{k \cdot \Delta t_{stř}} \quad [m] \quad (70)$$

$$L = \frac{171110}{9,29 \cdot 105,08}$$

$$L = 175,28 \, m$$

Počet trubek

$$n = \frac{L}{l} \quad (71)$$

$$n = \frac{175,28}{2}$$

$$n = 87,64 \Rightarrow \text{volím 89 trubek}$$

Návrh průměru potrubí pro přívod a odvod topné vody

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot S \cdot w_{\text{H}_2\text{O}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (72)$$

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{vo}}^2}{4} \cdot w_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$d_{\text{vo}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot w_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \pi}}$$

$$d_{\text{vo}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,04}{971,82 \cdot 1,2 \cdot 3,14}}$$

$$d_{\text{vo}} = 0,047 \text{ m}$$

Dle ČSN 42 5715 volím bezešvé ocelové trubky:

$D = 57,0 \text{ mm}$ vnější průměr trubky

$d = 49,8 \text{ mm}$ vnitřní průměr trubky

Návrh průměru potrubí pro přívod a odvod spalin

$$V_{\text{sp}} = S \cdot w_{\text{sp}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (73)$$

$$V_{\text{sp}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{sp}}^2}{4} \cdot w_{\text{sp}}$$

$$d_{\text{sp}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{sp}}}{w_{\text{sp}} \cdot \pi}}$$

$$d_{sp} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,637}{12 \cdot 3,14}}$$

$$d_{sp} = 0,26 \text{ m}$$

Dle ČSN 42 5715 volím bezešvé ocelové trubky:

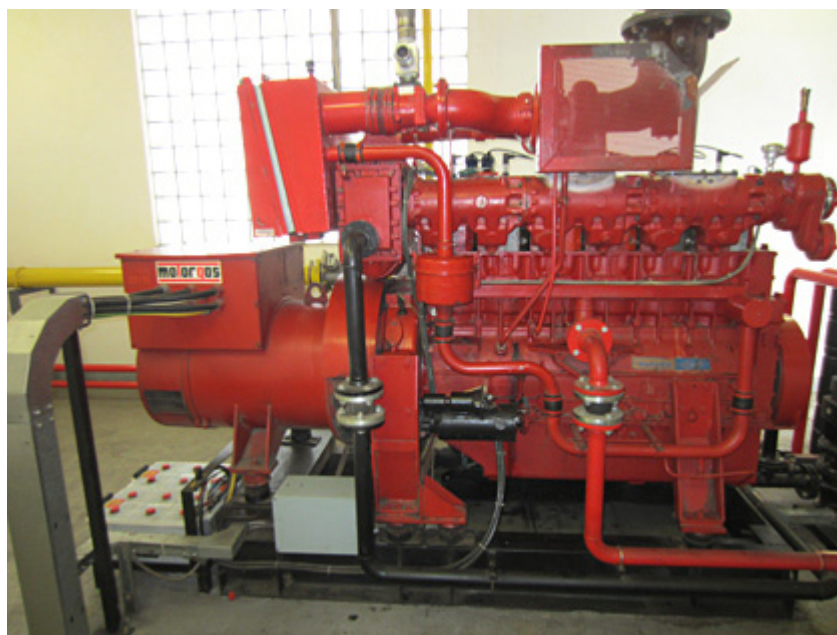
D = 273 mm vnější průměr trubky

d = 258,8 mm vnitřní průměr trubky

5. TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

5.1. Pístový spalovací motor

V současné době je v ČOV Frýdek-Místek v provozu kogenerační jednotka Motorgas TBG 235 která se skládá z plynového zdrojového soustrojí s motorem Waukesha F 18 GLD a synchronního alternátoru Leroy Somer LSA 47.1. Schématické řešení spalovacího motoru je v příloze diplomové práce.



Obrázek 5.1 motor Waukesha F18 GLD

Základní údaje motoru Waukesha F18 GLD	
palivo	bioplyn
jmenovité napětí	400/230 V
tepelný spád topného systému	90/70 °C
jmenovitý elektrický výkon	250 kW
jmenovitý topný výkon	380 kW
celková účinnost při jmenovitém výkonu	85%
spotřeba bioplynu při jmenovitém výkonu	113,5 m ³ /h

Tab. 5 Spalovací motor Waukesha F18 GLD

Za rok 2012 byla kogenerační jednotka v provozu 7174 hodin s celkovým odběr bioplynu 489 273 m³. Veškerá vyrobená elektrická i tepelná energie byla využita pro technologické účely v areálu ČOV.

měsíc	1	2	3	4	5	6
spotřeba plynu (m ³)	24762	32181	43452	48618	52569	56321
provozní hodiny	360,5	524,5	694	717	711,5	700
výroba el. (kWh)	42240	52640	69760	81200	85040	86480
výroba tepla (GJ)	272,4	354	478	534,8	578,3	619,5

měsíc	7	8	9	10	11	12	suma
spotřeba plynu (m ³)	21759	48151	46754	52671	45029	17006	489273
provozní hodiny	325,5	707	703	723	710	298	7174
výroba el. (kWh)	32800	85200	73200	87280	74320	28960	799120
výroba tepla (GJ)	239,3	529,7	514,3	579,4	495,3	187,1	5382,1

Tab. 6 Hodnoty z ČOV Frýdek-Místek za rok 2012

Tepelný výkon

1 GJ = 278 kWh

$$P_t = \frac{15382,1 \cdot 278}{7174} \quad (74)$$

$$P_t = 208 \text{ kW}$$

Elektrický výkon

$$P_e = \frac{799120}{7174} \quad (75)$$

$$P_e = 111 \text{ kW}$$

Celková účinnost spalovacího motoru

$$\eta_c = \frac{P_t + P_e}{V_{pl} \cdot Q_i} \cdot 100 \quad [\%] \quad (76)$$

$$\eta_c = \frac{208 + 111}{0,0189 \cdot 24017} \cdot 100$$

$$\eta_c = 70,3 \%$$

Modul teplotní výroby

$$e = \frac{P_e}{P_t} \quad (77)$$

$$e = \frac{111}{208}$$

$$e = 0,53$$

Pořizovací cena

V roce 2013 je dle ceníku společnosti Motorgas pořizovací cena jednotky na bioplyn MGW 260 WAUKESHA F18 GLD 4 400 000 Kč bez DPH.

Náklady na údržbu

Běžná údržba vyžaduje pravidelnou kontrolu zařízení, zejména kontrola parametrů oleje. Po 500 - 2 000 hodinách se provádí výměna oleje, filtrů, chladicí kapaliny. Střední oprava se provádí po 8 000 - 30 000 hodinách, kdy se vyměňují hlavy válců a turbokompresor. Generální opravy se provádějí po 30 000 - 70 000 hodinách. Provádí se výměna pístů, kontrola ložisek a hřídele. [5]

Dle společnosti Motorgas jsou náklady na kompletní servis včetně generální opravy, 95 Kč bez DPH za provozní hodinu.

5.2. Mikroturbína

Při průměrné spotřebě bioplynu $0,0189 \text{ m}^3/\text{s}$ ($68 \text{ m}^3/\text{h}$) za rok 2012, vychází vypočtený elektrický výkon mikroturbíny 136,81 kWe. Jako alternativu ke spalovacímu motoru Waukesha navrhuji mikroturbínu Capstone CR200 Biogas. Daná mikroturbína má spotřebu bioplynu o výhřevnosti $24 \text{ MJ}/\text{m}^3$ přibližně v rozmezí 20 až $100 \text{ m}^3/\text{h}$, takže plně vyhovuje produkci bioplynu ČOV.



Obrázek 5.2 Mikroturbína Capstone C200 [15]

Mikroturbína Capstone CR200 Biogas pracuje se vstupním tlakem plynu 5,2 bar. Z tohoto důvodu je nutné nainstalovat před vstupem do mikroturbíny plynový

kompresor. Součástí jednotky není výměník spaliny-voda, který rovněž je nutné nainstalovat. Schématické řešení mikroturbíny je v příloze diplomové práce.

Pořizovací cena

V roce 2013 je dle ceníku společnosti GGC Energy pořizovací cena jednotky Capstone CR200 Biogas 337 000 USD (6 403 000 Kč). K této jednotce je nutné, v případě spalování bioplynu o menším tlaku, objednat plynový kompresor 63 000 EUR (1 575 000 Kč) a také spalínový výměník 20 000 EUR (500 000 Kč).

Náklady na údržbu

Běžná údržba Capstone CR200 Biogas vyžaduje pravidelnou kontrolu zařízení a pravidelné výměny vzduchových filtrů. Generální oprava, která je nákladná (cca 2 500 000 Kč), se provádí po 5 letech nebo 40 000 provozních hodinách.

Společnost GGC Energy provádí dva základní typy servisu. V prvním případě se platí roční paušál 22 000 USD (418 000 Kč) ve kterém je zahrnuta práce, náhradní díly, případné poruchy a také generální oprava po 5 letech nebo po 40 000 provozních hodinách. V druhém případě platí standardní servisní smlouva, která zahrnuje práci technika za ceny dohodnuté pro každý úkon, dojezd technika a ceny základních náhradních dílů. Životnost turbíny se udává 18 let.

5.3. Porovnání

Porovnání současného spalovacího motoru a mikroturbíny vychází z předpokladu, že spotřeba bioplynu se nebude nijak výrazně měnit od spotřeby za rok 2012. Veškerá vyrobená elektrická energie se spotřebuje pro pohony technologických agregátů čistírny. Cena 3,50 Kč/kWh je cena elektřiny pro velkoobdoběratele která by se musela jinak nakoupit. Teplo se využije pro technologické účely a vyhřívání objektů ČOV. Vyrobené teplo z KJ nezapočítávám do návratnosti investic z důvodů menšího využití stávajících tří kotlů, které v případě odstávky KJ nahradí výpadek vyrobeného tepla. Pořizovací náklady na kogenerační jednotky vycházejí ze současných cen za rok 2013.

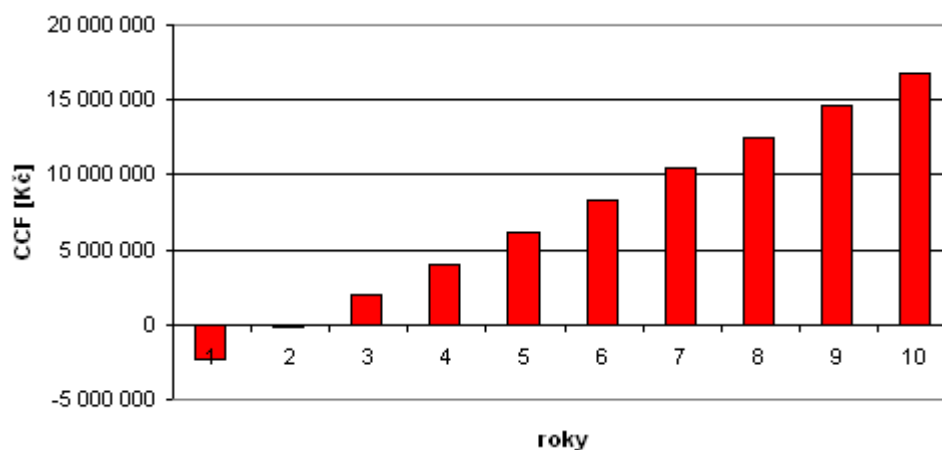
	mikroturbína Capstone C200	spalovací motor Waukesha F18	jednotka
instalovaný výkon	200	250	kWe
cena jednotky	6 403 000	4 400 000	Kč
cena plynového kompresoru	1 575 000	-	Kč
cena spal. výměníku	500 000	v ceně jednotky	Kč
celková cena KJ	8 478 000	4 400 000	Kč
náklady na servis	418 000	681 500	Kč/rok
počet provozních hodin	7174	7174	hod/rok
vyrobená el. energie	799 120	799 120	kWh
cena el. energie	3,50	3,50	Kč/kWh
úspora za nenakoupenou el.	2 796 920	2 796 920	Kč

Tab. 7 Porovnání mikroturbíny a spalovacího motoru

Návratnost spalovacího motoru Waukesha je za 2,1 roku, zápočtem-li do příjmu úspory za nenakoupenou elektrickou energii.

Waukesha					
rok	investice	náklady	příjmy	Cash-Flow	kumulované CF
1	-4 400 000	-681 500	2 796 920	-2 284 580	-2 284 580
2	0	-681 500	2 796 920	2 115 420	-169 160
3	0	-681 500	2 796 920	2 115 420	1 946 260
4	0	-681 500	2 796 920	2 115 420	4 061 680
5	0	-681 500	2 796 920	2 115 420	6 177 100
6	0	-681 500	2 796 920	2 115 420	8 292 520
7	0	-681 500	2 796 920	2 115 420	10 407 940
8	0	-681 500	2 796 920	2 115 420	12 523 360
9	0	-681 500	2 796 920	2 115 420	14 638 780
10	0	-681 500	2 796 920	2 115 420	16 754 200

Tab. 8 Kumulovaný tok peněz v Kč

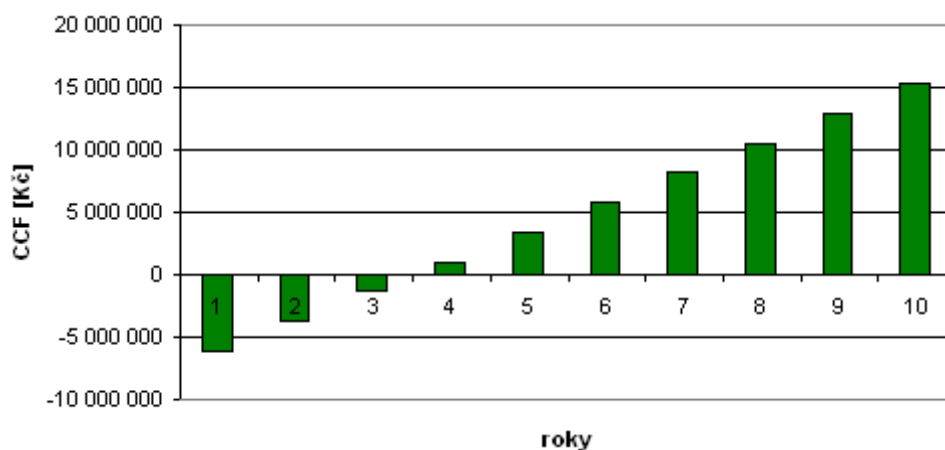


Obrázek 5.3 Waukesha - kumulovaný tok peněz (CCF)

Návratnost mikroturbíny Capstone je za 3,6 roku, zápočtem-li do příjmu úspory za nenakoupenou elektrickou energii.

Capstone					
rok	investice	náklady	příjmy	Cash-Flow	kumulovaný CF
1	-8 478 000	-418 000	2 796 920	-6 099 080	-6 099 080
2	0	-418 000	2 796 920	2 378 920	-3 720 160
3	0	-418 000	2 796 920	2 378 920	-1 341 240
4	0	-418 000	2 796 920	2 378 920	1 037 680
5	0	-418 000	2 796 920	2 378 920	3 416 600
6	0	-418 000	2 796 920	2 378 920	5 795 520
7	0	-418 000	2 796 920	2 378 920	8 174 440
8	0	-418 000	2 796 920	2 378 920	10 553 360
9	0	-418 000	2 796 920	2 378 920	12 932 280
10	0	-418 000	2 796 920	2 378 920	15 311 200

Tab. 9 Kumulovaný tok peněz v Kč

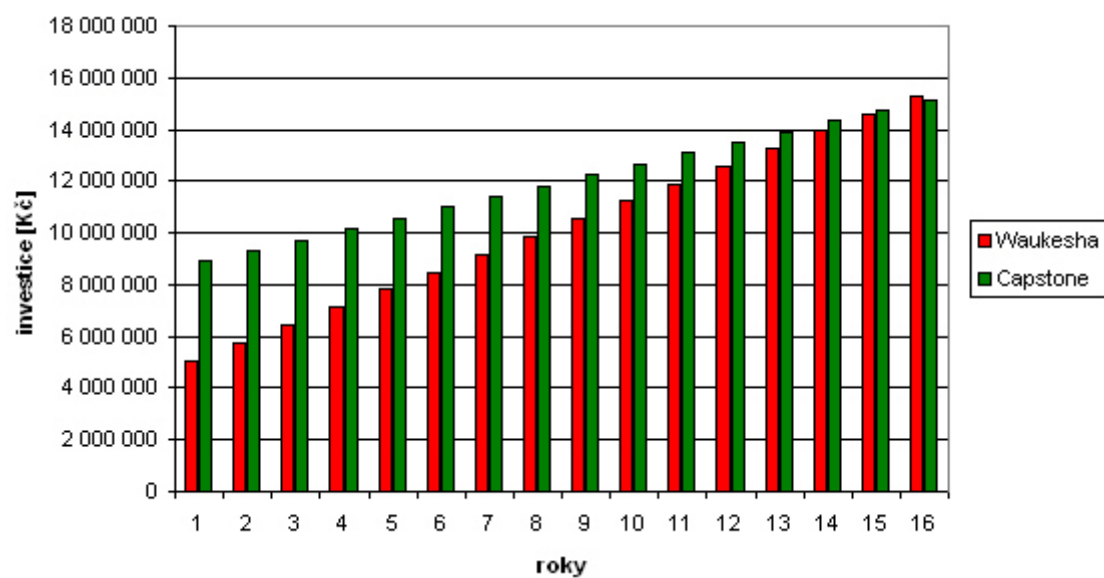


Obrázek 5.4 Capstone - kumulovaný tok peněz (CCF)

Když porovnáme investiční náklady na jednotky a jejich náklady na každoroční servis tak zjistíme, že až po 16 letech vychází díky levnějšímu servisu výhodněji mikroturbína Capstone. V prvním roce jsou zahrnuty pořizovací náklady a servis, v dalších letech pouze náklady na servis.

rok	Waukesha	Capstone
1	5 081 500	8 896 000
2	5 763 000	9 314 000
3	6 444 500	9 732 000
4	7 126 000	10 150 000
5	7 807 500	10 568 000
6	8 489 000	10 986 000
7	9 170 500	11 404 000
8	9 852 000	11 822 000
9	10 533 500	12 240 000
10	11 215 000	12 658 000
11	11 896 500	13 076 000
12	12 578 000	13 494 000
13	13 259 500	13 912 000
14	13 941 000	14 330 000
15	14 622 500	14 748 000
16	15 304 000	15 166 000

Tab. 10 Náklady na provoz v Kč



Obrázek 5.5 Náklady na provoz

6. ZÁVĚR

Z poskytnutých údajů o provozu kogenerační jednotky Waukesha F 18 GLD na čističce odpadních vod Frýdek-Místek vyplývá, že celková spotřeba bioplynu za rok 2012 byla 489 273 m³ při 7174 hodinách provozu. Modul teploty výroby u spalovacího motoru je 0,53, kde při elektrickém výkonu 111 kW, tepelném výkonu 208 kW je celková účinnost 70,3 %. Veškerá vyrobená elektrická energie v kogenerační jednotce se spotřebuje pro pohony technologických agregátů čistírny a teplo se využije pro technologické účely a vyhřívání objektů ČOV.

Výpočet mikroturbíny vycházel z udávané průměrné roční spotřeby plynu 68 m³/h. Elektrický výkon mikroturbíny pro danou spotřebu plynu vyšel 128,19 kW a tepelný výkon 168,08 kW s celkovou účinností 65,3 % a modulem teploty výroby 0,76. Zvolená mikroturbína Capstone CR200 Biogas má spotřebu bioplynu v rozmezí cca 20 - 100 m³/h takže vyhovuje parametrům ČOV.

Při srovnání mikroturbíny a spalovacího motoru, vychází díky menším počátečním investičním nákladům příznivěji spalovací motor. A to i přes nákladnější každoroční servis. Mikroturbína díky menším nárokům na servis vychází levněji až po 16 letech provozu. Díky úsporám za nenakoupenou elektrickou energii je návratnost spalovacího motoru Waukesha za 2,1 roku a mikroturbíny Capstone za 3,6 roku.

Vzhledem k menšímu využití výkonu stávající kogenerační jednotky by stálo za zvážení po ukončení životnosti motoru Waukesha, o investici do méně výkonné jednotky např. Motorgas MGM 200 nebo Tedom Cento T200.

V současné době vychází z ekonomického hlediska příznivěji kogenerační jednotka se spalovacím motorem. Přesto vzhledem ke snižujícím se cenám mikroturbín, dá se očekávat v blízké budoucnosti nástup právě těchto kogeneračních jednotek.

7. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha 2011. 212 s.
- [2] KRBEK, J. ; POLESNÝ, B. *Kogenerační jednotky - Zřizování a provoz*. Praha 2007. 201 s.
- [3] KADLEC, Z. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. Ostrava 2009. 100 s.
- [4] *Místní provozní řád plynového hospodářství ČOV pro Frýdek – Místek ve Sviadnově*
- [5] DVORSKÝ, E. ; HEJTMÁNKOVÁ P. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. BEN – technická literatura, Praha 2005, ISBN 80-7300-118-7, <http://shop.ben.cz/cz/121168>
- [6] STRAKA, F; *Bioplyn - příručka pro výuku, projekci a provoz bioplynových systémů*. Praha 2010. 305 s.
- [7] HOVORKA, F. ; *Technologie chemických látek*. Praha 2005. 180 s.
- [8] Bioplyn.cz [online]. 2013 [cit. 2013-02-02]. Bioprofit. Dostupné z WWW: <http://www.bioplyn.cz/at_vlastnosti.htm>.
- [9] Oei.fme.vutbr.cz [online]. 2013 [cit. 2013-02-02]. Vysoké učení technické v Brně. Dostupné z WWW: <http://oei.fme.vutbr.cz/konfer/biomasa_iii/papers/08-Zidek.pdf>.
- [10] Intechenergo.sk [online]. 2013 [cit. 2013-02-02]. Intech. Dostupné z WWW: <<http://www.intechenergo.sk/sekcie/kogeneracia/palivo/bioplyn>>.
- [11] Biom.cz [online]. 2013 [cit. 2013-02-02]. Biom. Dostupné z WWW: <<http://biom.cz/cz/odborne-clanky/mikroturbina-a-bioplyn>>.
- [12] Mikroturbina.cz [online]. 2013 [cit. 2013-02-02]. Asociace mikroturbín. Dostupné z WWW: <<http://www.mikroturbina.cz/mikroturbina.htm>>.
- [13] Technickytydenik.cz [online]. 2013 [cit. 2013-02-02]. Technický týdeník. Dostupné z WWW: <http://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/mikroturbina-pro-kogeneracni-jednotky_15463.html>.
- [14] Motorgas.cz [online]. 2013 [cit. 2013-02-02]. Motorgas. Dostupné z WWW: <http://www.motorgas.cz/gallery/2/665-typlist_apg1000_klasik_zp_500mgnox_cz.pdf>.

- [15] Capstoneturbine.com [online]. 2013 [cit. 2013-02-02]. Capstone. Dostupné z WWW: <http://www.capstoneturbine.com/_docs/Product_Catalog_ENGLISH_LR.pdf>.
- [16] Vsb.cz [online]. 2013 [cit. 2013-02-02]. VŠB Ostrava. Dostupné z WWW: <http://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/TZB/kogeneracni_jednotky.pdf>.
- [17] Medportal.cz [online]. 2013 [cit. 2013-02-02]. Medportal. Dostupné z WWW: <http://www.medportal.cz/files/file/lpq_cz/8_3_5.pdf>.
- [18] Mpo-efekt.cz [online]. 2013 [cit. 2013-02-02]. Mpo-efekt. Dostupné z WWW: <<http://www.mpo-efekt.cz/dokument/15.pdf>>.

8. SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha A Výkresová dokumentace - spalínový výměník
- Příloha B Výkresová dokumentace - schématické znázornění mikroturbíny
- Příloha C Výkresová dokumentace - schématické znázornění spalovacího motoru